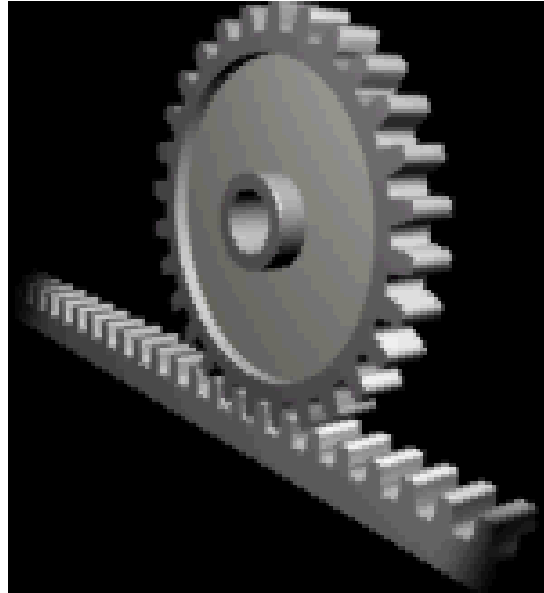
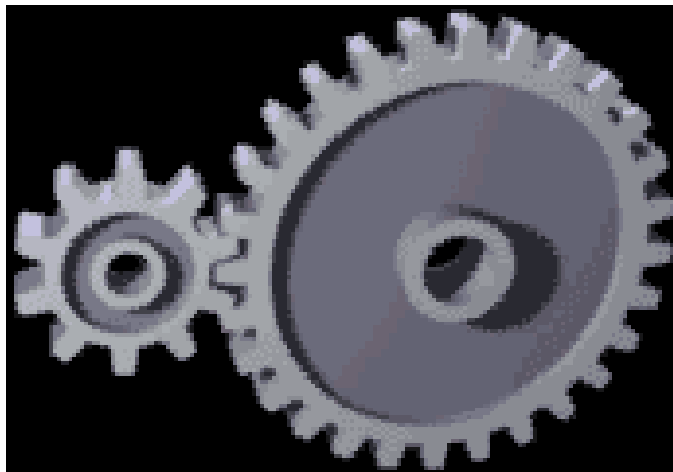


## Chương 12 BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

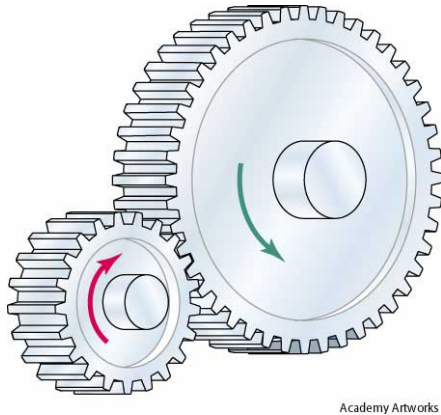
### 1. Khái niệm chung



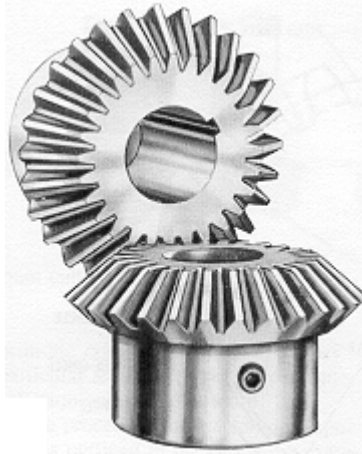
**Công dụng:** bộ truyền bánh răng truyền chuyển động và mômen xoắn giữa 2 trục gần nhau, làm việc theo nguyên lý ăn khớp



**Phân loại theo vị trí các trục:**



**bánh răng trụ**

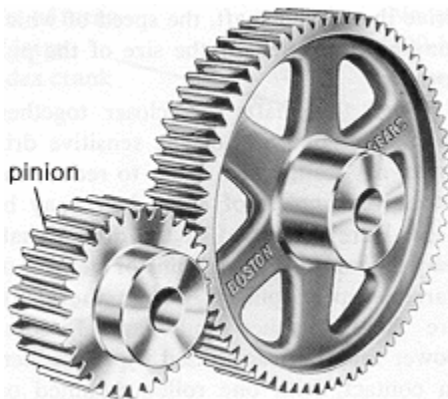


**bánh răng côn**

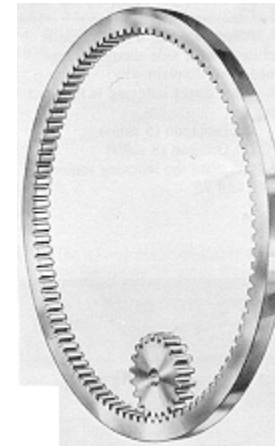


**bánh răng trụ chéo**

**Phân loại theo sự phân bố các răng:**

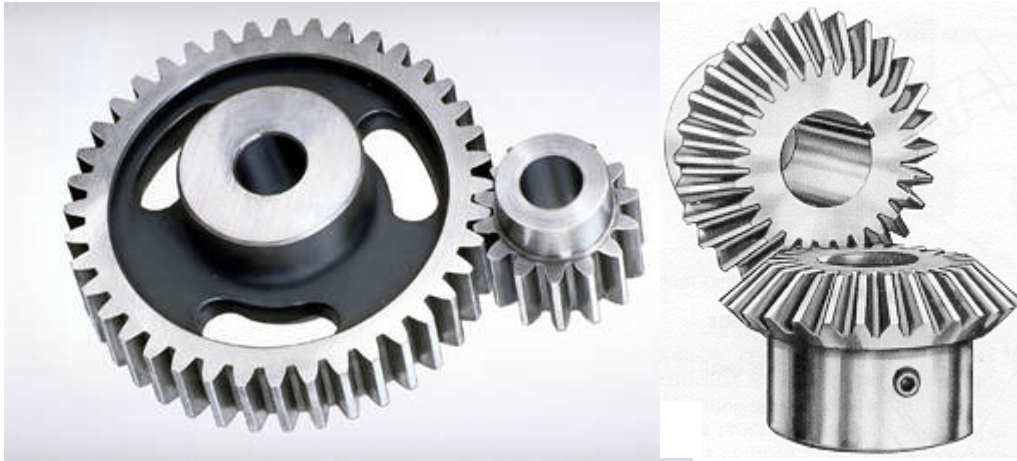


**bánh răng ngoài**



**bánh răng trong**

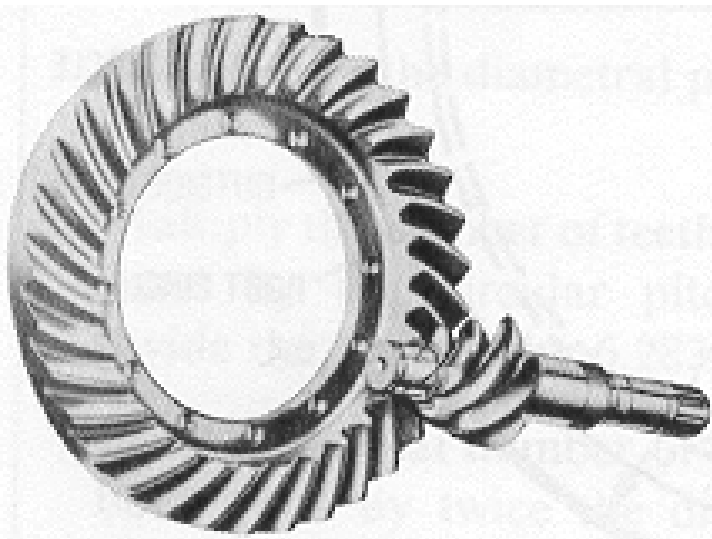
## Phân loại theo phương răng so với đường sinh:



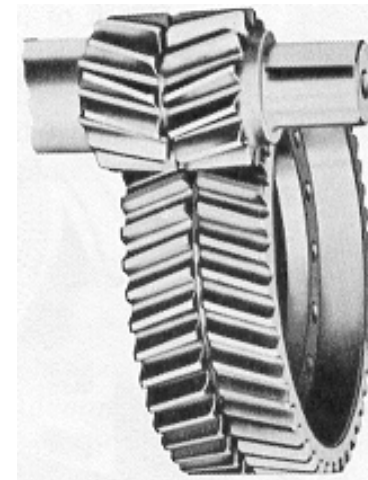
**răng thẳng**



**răng nghiêng**



**răng cong**

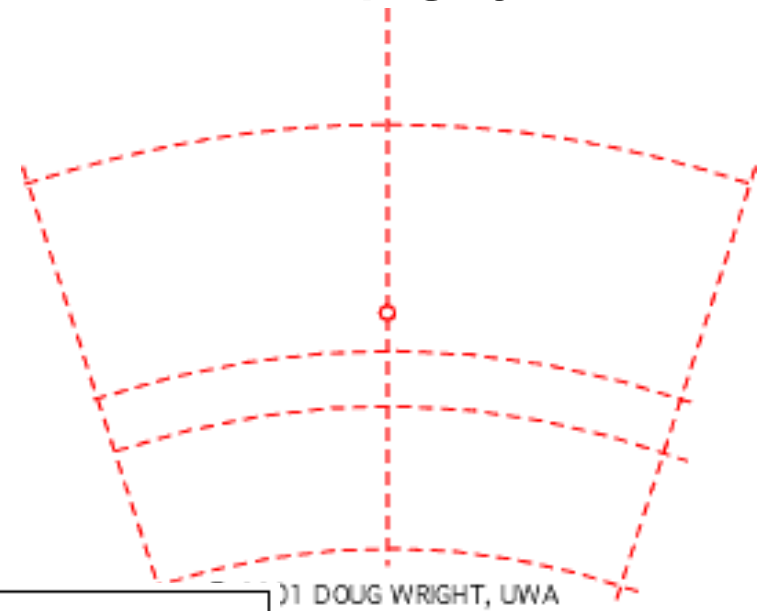
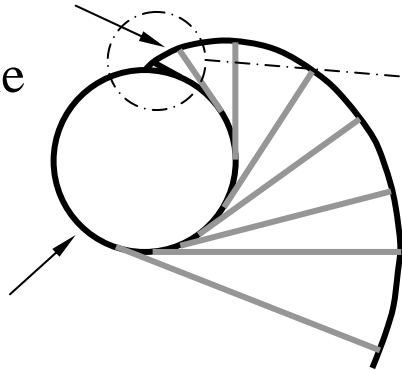


**răng chữ V**

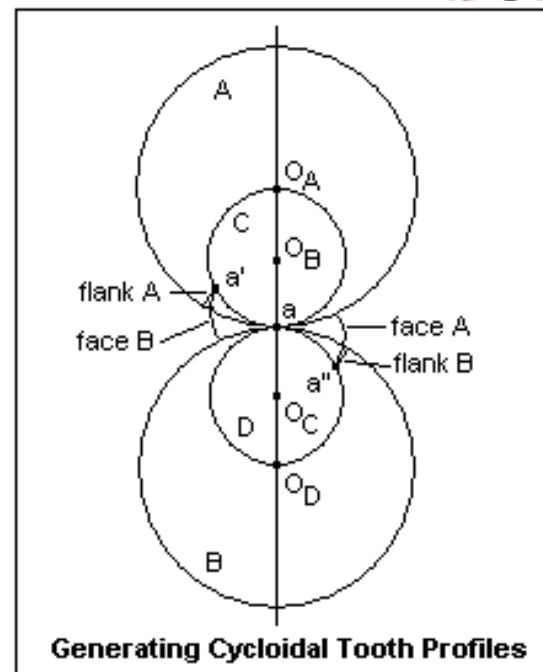
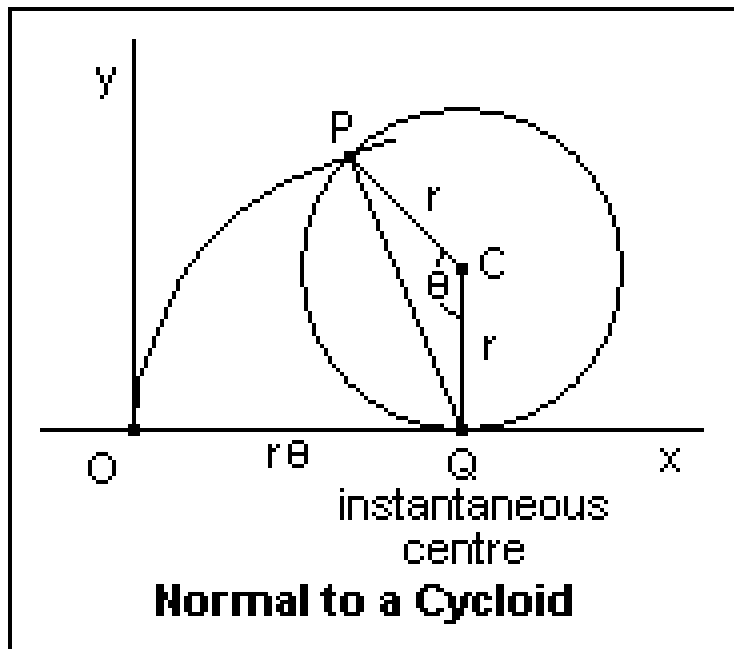
**Phân loại theo biên dạng răng:** biên dạng thân khai, biên dạng cycloid, biên dạng Novikov

Involute  
tooth  
profile

Base  
Circle



©1 DOUG WRIGHT, UWA



**Phân loại theo chiều nghiêng của răng:** nghiêng trái, nghiêng phải

Nghiêng phải



Nghiêng trái



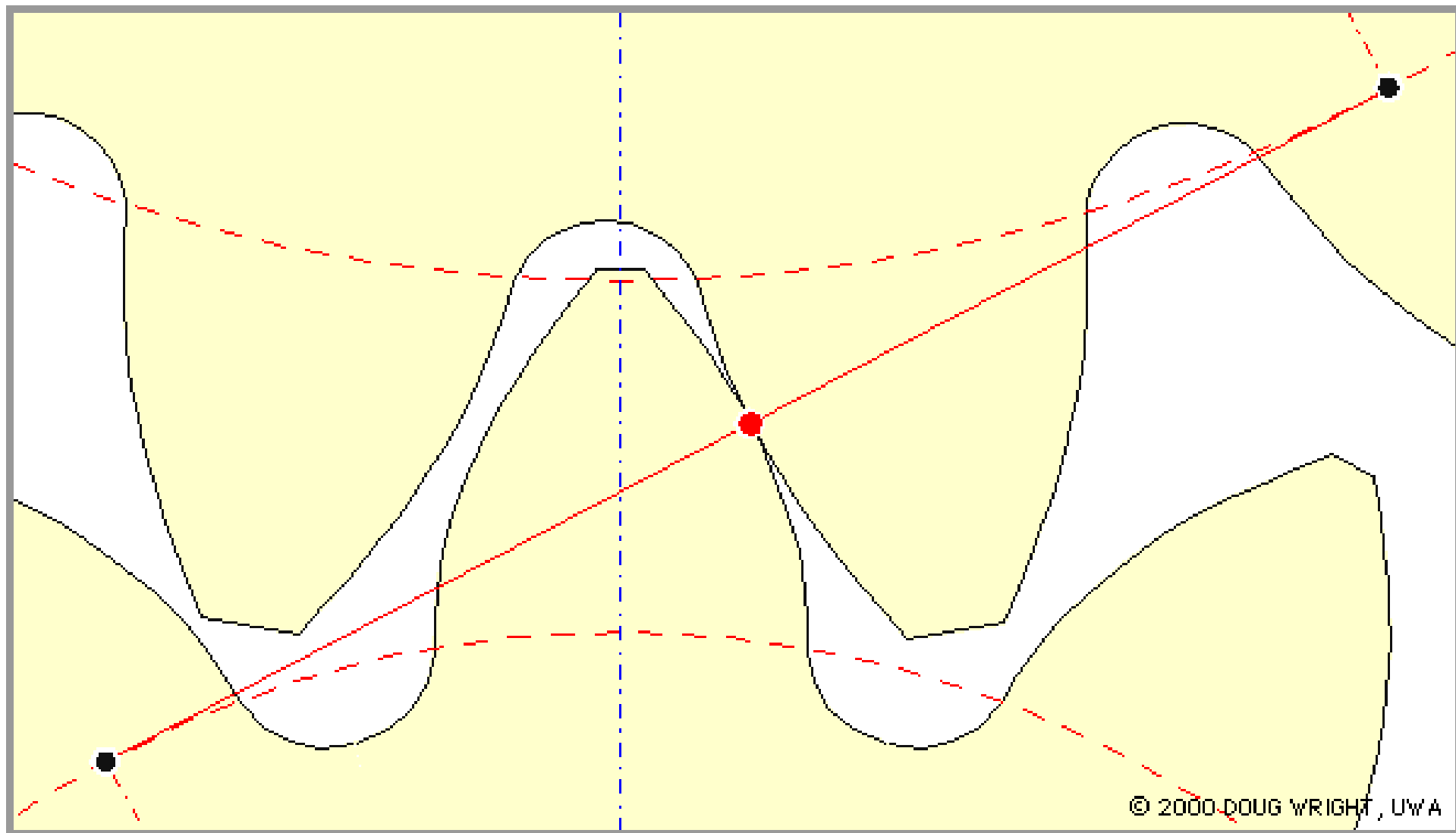
**Phân loại theo hệ đo lường:** bánh răng hệ mét, bánh răng hệ anh

**Ưu điểm:**

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn
- Tỷ số truyền không đổi
- Hiệu suất cao, tuổi thọ cao

**Nhược điểm:**

- Chế tạo phức tạp, đòi hỏi độ chính xác cao
- Gây ồn khi làm việc ở vận tốc cao



## 2. Thông số hình học bánh răng trụ

### 2.1 Bánh răng trụ răng thẳng

Bước răng  $p = \pi.m$

Môđun m (tiêu chuẩn tra trang 195)

Dãy 1: 1 **1.25** 1.5 **2** 2.5 **3** 4 **5** 6 **8** 10 **12** 16 **20** 25

Dãy 2: 1.125 **1.375** 1.75 **2.25** 2.75

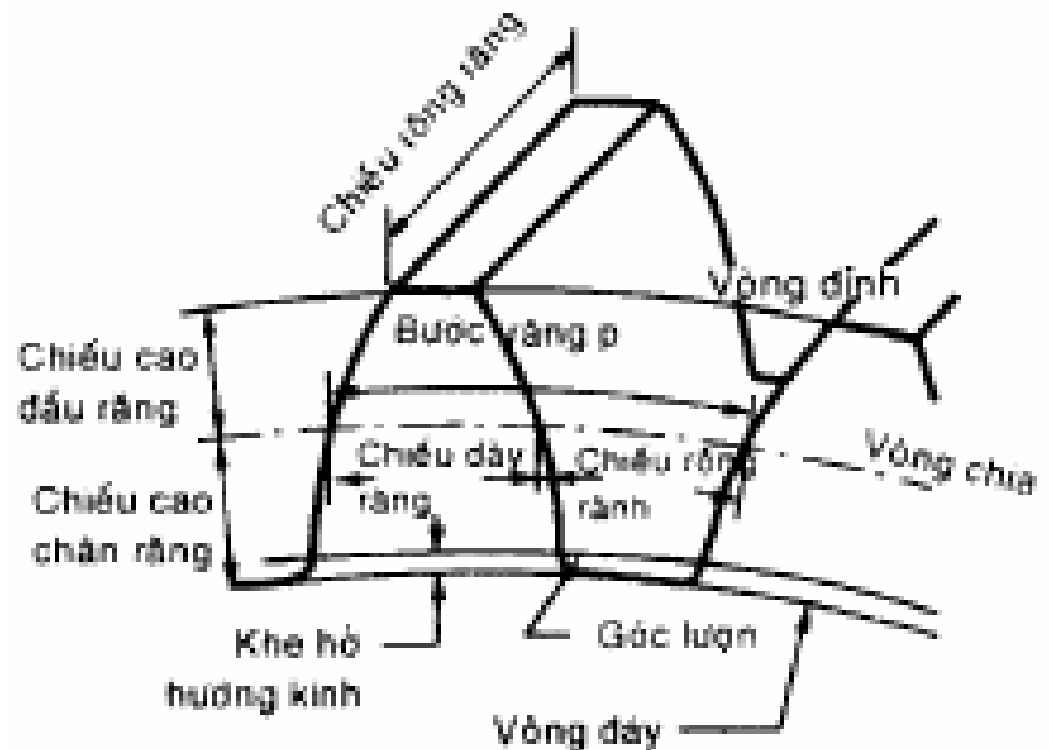
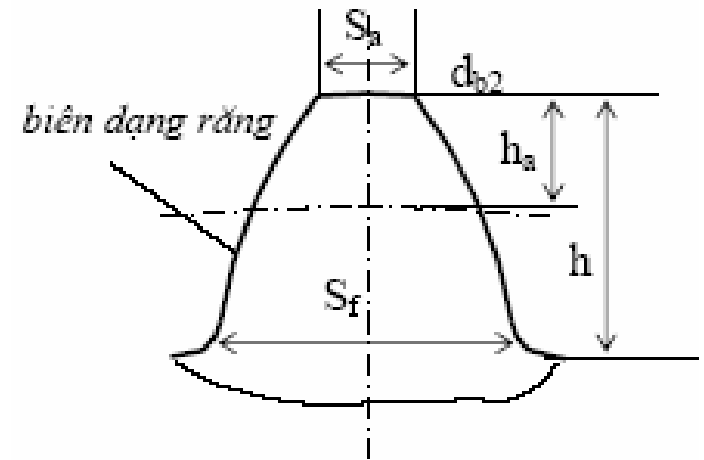
3.5 **4.5** 5.5 **7** 9 **11** 14 **18** 22

Số răng Z ( $Z_{\min}=17$ )

Đường kính vòng chia  $d = m.Z$

Khoảng cách trục

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2}$$



## 2.2 Bánh răng trụ răng nghiêng

Bước pháp  $p_n$       Bước ngang  $p_s = \frac{p_n}{\cos \beta}$   
Môđun pháp  $m_n$  (tiêu chuẩn trang 195)

Môđun ngang  $m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}$       với  $\beta$  là góc nghiêng răng  
bánh răng nghiêng chọn  $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$   
bánh răng chữ V chọn  $30^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$

Đường kính vòng chia  $d = m_s Z = \frac{m_n Z}{\cos \beta}$

Đường kính vòng đỉnh  $d_a = d + 2m_n$

Đường kính vòng chân  $d_i = d - 2.5m_n$

Khoảng cách trục  $a = \frac{m_s (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$



### **3. Lực tác dụng và tải trọng tính**

#### **3.1 Phân tích lực tác dụng trong bánh răng**

Lực ăn khớp  $F_n$  được phân tích thành 3 lực theo 3 phương vuông góc nhau.

- Lực vòng  $F_t$  có phương vuông góc trục (không cắt trục)

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

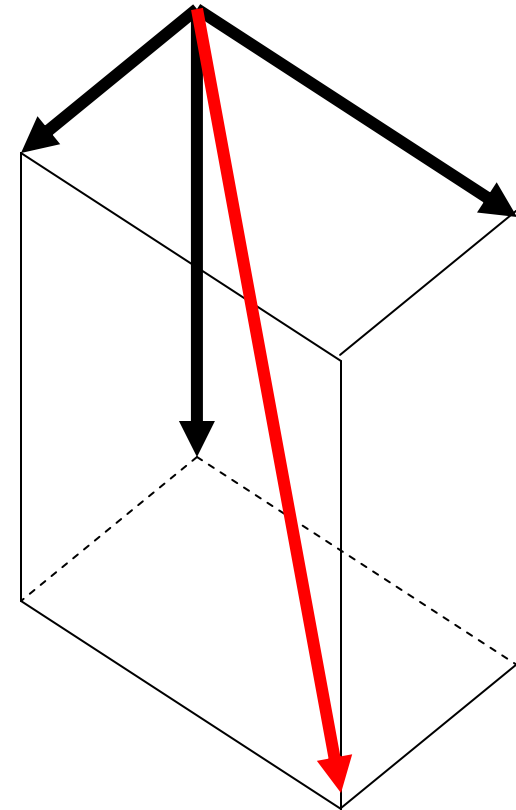
- Lực hướng tâm  $F_n$  có phương vuông góc trục

$$F_r = \frac{F_t \tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

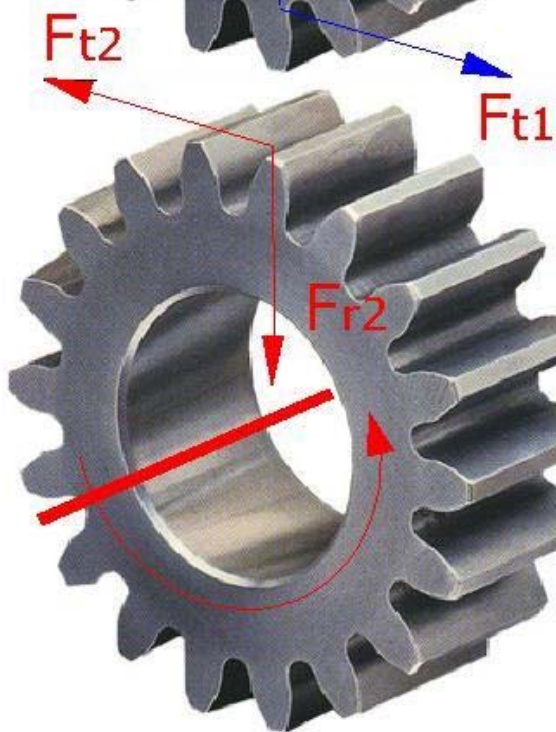
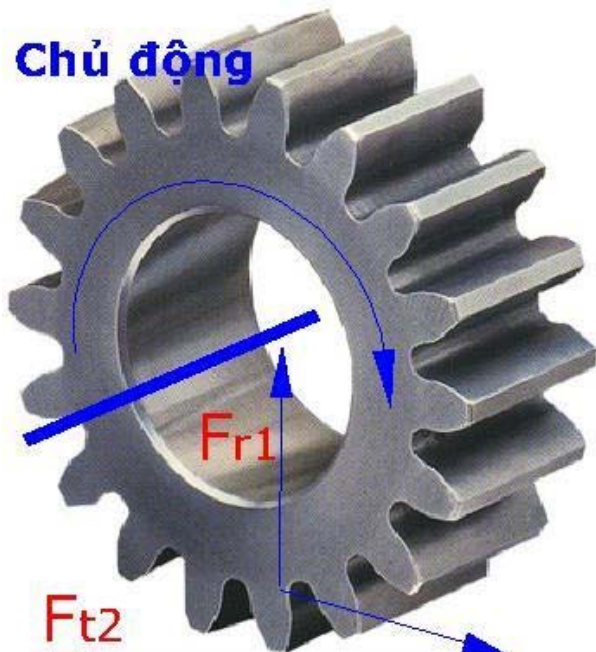
- Lực dọc trục  $F_a$  có phương song song trục

$$F_a = F_t \tan \beta$$

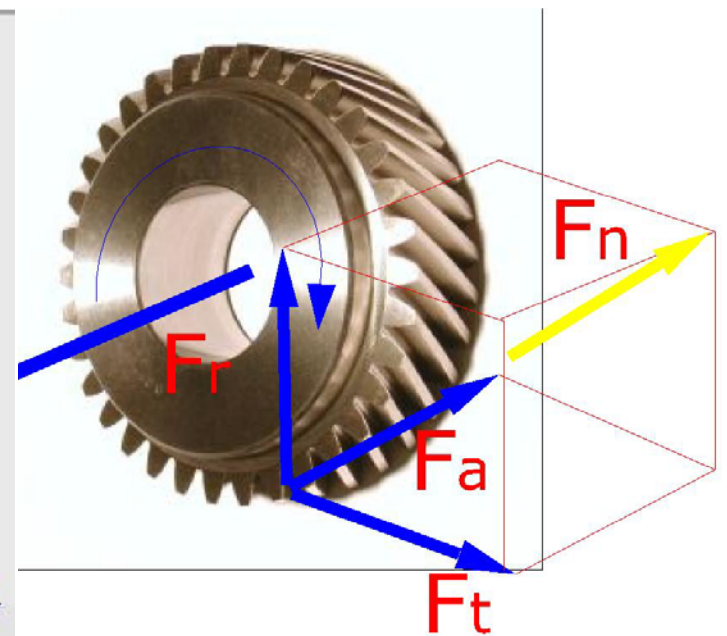
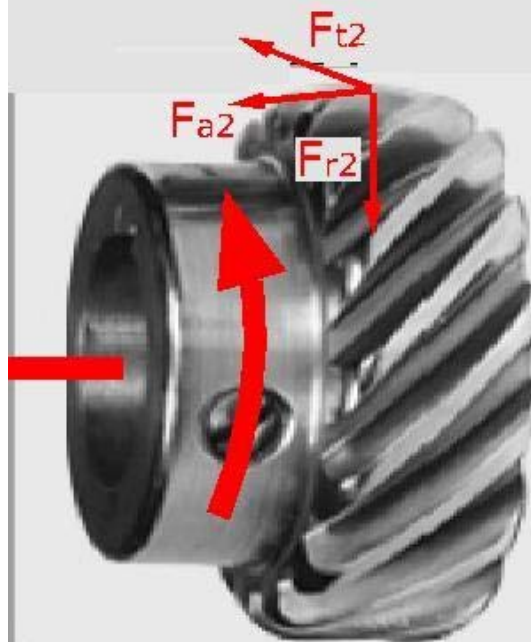
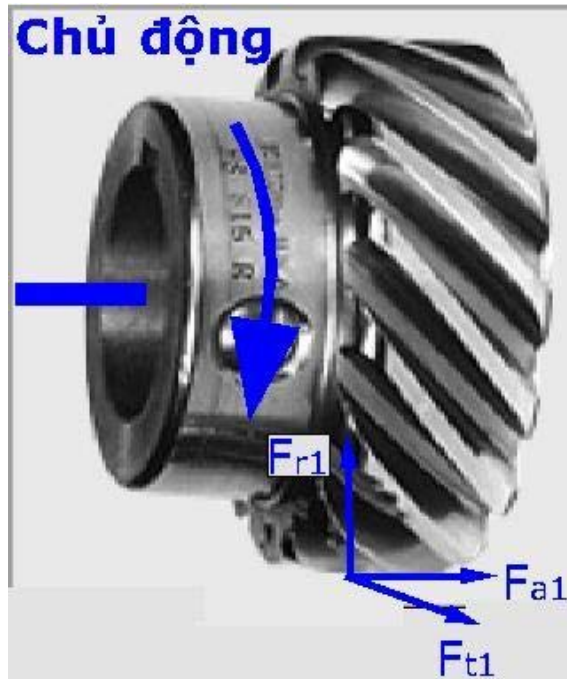
- Lực ăn khớp  $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta}$



Chủ động



Chủ động



$$F_{t1} = -F_{t2}$$

$$F_{r1} = -F_{r2}$$

$$F_{a1} = -F_{a2}$$

**Chiều của các lực:**

- Lực  $F_t$  : trên bánh dẫn ngược chiều quay, trên bánh bị dẫn cùng chiều quay
- Lực  $F_r$  : luôn luôn hướng vào đường tâm trục bánh răng
- Lực  $F_a$  : luôn luôn hướng vào mặt răng làm việc

### **3.3 Tải trọng tính**

**Tải trọng tính (dùng để tính toán) bao gồm tải trọng danh nghĩa và tải trọng phụ phát sinh trong quá trình ăn khớp**

$$P_t = K P_{dn} \quad \text{hoặc} \quad T_t = K T_{dn} \quad \text{hoặc} \quad F_t = K F_{dn}$$

**Khi tính ứng suất tiếp xúc  $K = K_H = K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}$**

**Khi tính ứng suất uốn  $K = K_F = K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha}$**

**Với  $K_{H\beta}$ ,  $K_{F\beta}$  : hệ số tập trung tải trọng (bảng 6.4)**

**$K_{HV}$ ,  $K_{FV}$  : hệ số tải trọng động (bảng 6.5 và 6.6)**

**$K_{H\alpha}$ ,  $K_{F\alpha}$  : hệ số xét đến phân bố tải không đều giữa các đội răng** 11  
**(trang 213)**

#### **4. Hiệu suất của bộ truyền bánh răng**

**Hiệu suất**

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

**Với  $P_1$  là công suất trên trục dẫn**

**$P_2$  là công suất trên trục bị dẫn**

**Thông thường đối với**

- **bộ truyền bánh răng trụ bôi trơn liên tục bằng dầu  $\eta = 0,97 \div 0,99$**
- **bộ truyền bánh răng trụ bôi trơn định kỳ bằng mỡ  $\eta = 0,93 \div 0,95$**
- **bộ truyền bánh răng côn bôi trơn liên tục bằng dầu  $\eta = 0,95 \div 0,98$**
- **bộ truyền bánh răng côn bôi trơn định kỳ bằng mỡ  $\eta = 0,92 \div 0,94$**

## **5. Vật liệu và nhiệt luyện bánh răng**

**Yêu cầu: độ bền cao, độ cứng cao, rẽ tiền**

**Vật liệu: thường chọn gang hoặc thép (cacbon, hợp kim)**

**Nhiệt luyện: thường hoá, tôi cải thiện (HB<350)**

**tôi thể tích, tôi bề mặt, thấm than, nitơ (HB>350)**

**Đặc điểm:**

- **HB<350 cắt gọt sau nhiệt luyện nên không cần gia công tinh lại**
- **HB>350 nhiệt luyện sau cắt gọt nên cần gia công tinh lại sau nhiệt luyện**
- **Để chạy mòn tốt thì  $H_1 > H_2 + (10\sim15)HB$**

## 6. Ứng suất cho phép

### 6.1 Ứng suất tiếp xúc

- Thép

Khi tính toán thiết kế  $[\sigma_H] = \sigma_{0H \lim} \frac{0.9K_{HL}}{S_H}$

Với  $\sigma_{0H \lim}$ ,  $S_H$  tra bảng 6.13

hệ số tuổi thọ  $K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$  với  $N_{HO} = 30HB^{2.4}$   
(nếu  $K_{HL} < 1$  chọn  $K_{HL} = 1$ )  $m_H = 6$

Nếu tải thay đổi theo bậc  $N_{HE} = 60c \sum \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 n_i t_i$

Khi tính toán kiểm nghiệm  $[\sigma_H] = \sigma_{0H \lim} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_l K_{xH}}{S_H}$

• Bánh răng trụ răng thẳng	$[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$
• Bánh răng trụ răng nghiêng	$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$
• Gang	
Gang xám	$[\sigma_H] = 1.5 \text{ HB}$
Gang có độ bền cao	$[\sigma_H] = 1.8 \text{ HB}$
• Phi kim loại	
Tectolic	$[\sigma_H] = 45 \sim 60 \text{ MPa}$
Lignofon	$[\sigma_H] = 50 \sim 60 \text{ MPa}$

## 6.2 Ứng suất uốn

### •Thép

Khi tính toán thiết kế

Với  $\sigma_{0F\lim}$ ,  $S_F$  tra bảng 6.13

$$[\sigma_F] = \sigma_{0F\lim} \frac{K_{FL}}{S_F}$$

hệ số tuổi thọ

(nếu  $K_{FL} < 1$  chọn  $K_{FL} = 1$ )

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$$

với  $N_{FO} = 5 \cdot 10^6$   
 $m_F = 6$   
 $m_F = 9$

khi  $HB \leq 350$

khi  $HB > 350$

Nếu tải thay đổi theo bậc

$$N_{FE} = 60c \sum \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{m_F} n_i t_i$$

Khi tính toán kiểm nghiệm

$$[\sigma_F] = \sigma_{0F\lim} \frac{K_{FL} Y_R Y_x Y_\delta K_{FC}}{S_F}$$

• Gang

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{-1}}{[s] K_\sigma}$$

• Phi kim loại  $[\sigma_F] = 15 \div 20 \text{ MPa}$



## **7. Dạng hỏng và chỉ tiêu tính**

### **7.1 Dạng hỏng**

**Có 5 dạng hỏng xảy ra trong bộ truyền bánh răng**

- **Tróc rỗ bề mặt răng do sự thay đổi của ứng suất tiếp xúc**



**Tróc rỗ bề mặt**

- Gãy rỗng do quá tải hoặc do sự thay đổi của ứng suất uốn



**Gãy rỗng**

- **Mòn răng do trượt biên dạng**



- **Dính răng do nhiệt độ và áp suất cục bộ cao tại vùng tiếp xúc**
- **Bong bề mặt răng do nhiệt luyện kém**
- **Biến dạng dẻo bề mặt răng do cơ tính vật liệu kém**

**Dạng hỏng cơ bản: tróc rỗ bề mặt và gãy răng do mỏi**

## **7.2 Chỉ tiêu tính**

**Tính theo ứng suất tiếp xúc để tránh tróc rỗ bề mặt răng**

**Tính theo ứng suất uốn để tránh gãy răng do mỏi uốn**

Trường hợp bộ truyền được che kín và bôi trơn tốt

- Thiết kế theo chỉ tiêu tiếp xúc
- Kiểm tra bền theo chỉ tiêu uốn

Trường hợp bộ truyền hở hỏ và bôi trơn kém

- Thiết kế theo chỉ tiêu uốn
- Kiểm tra bền theo chỉ tiêu tiếp xúc

## 8. Tính bền bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

### 8.1 Tính theo chỉ tiêu tiếp xúc

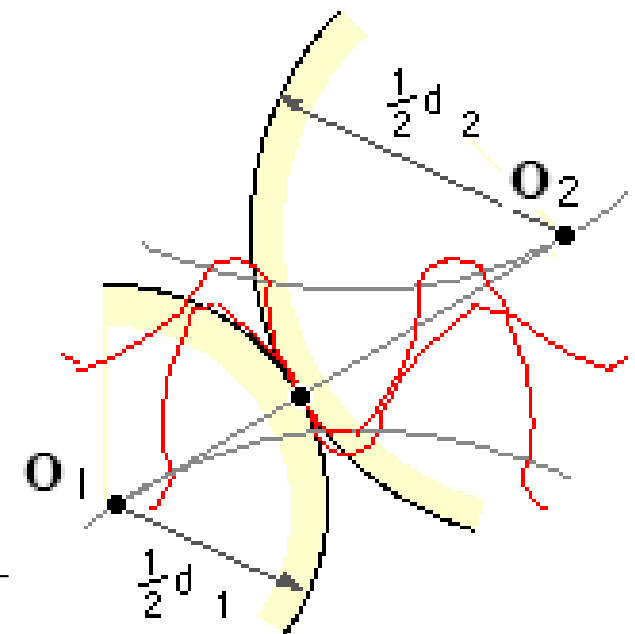
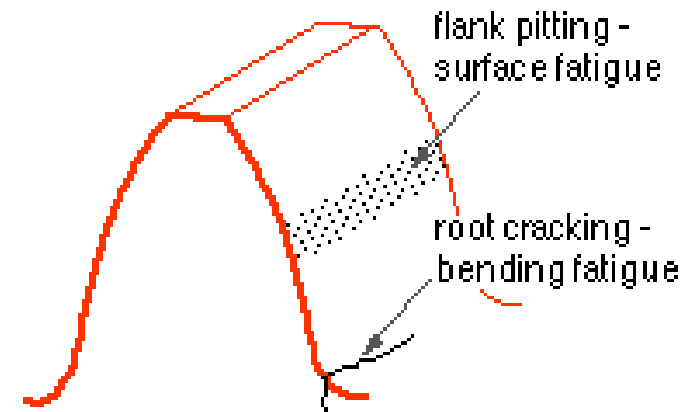
Tính ứng suất tiếp xúc khi  $F_n$  ở vị trí tâm ăn khớp

Công thức Hetz cho 2 hình trụ tiếp xúc ngoài

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}} \leq [\sigma_H]$$

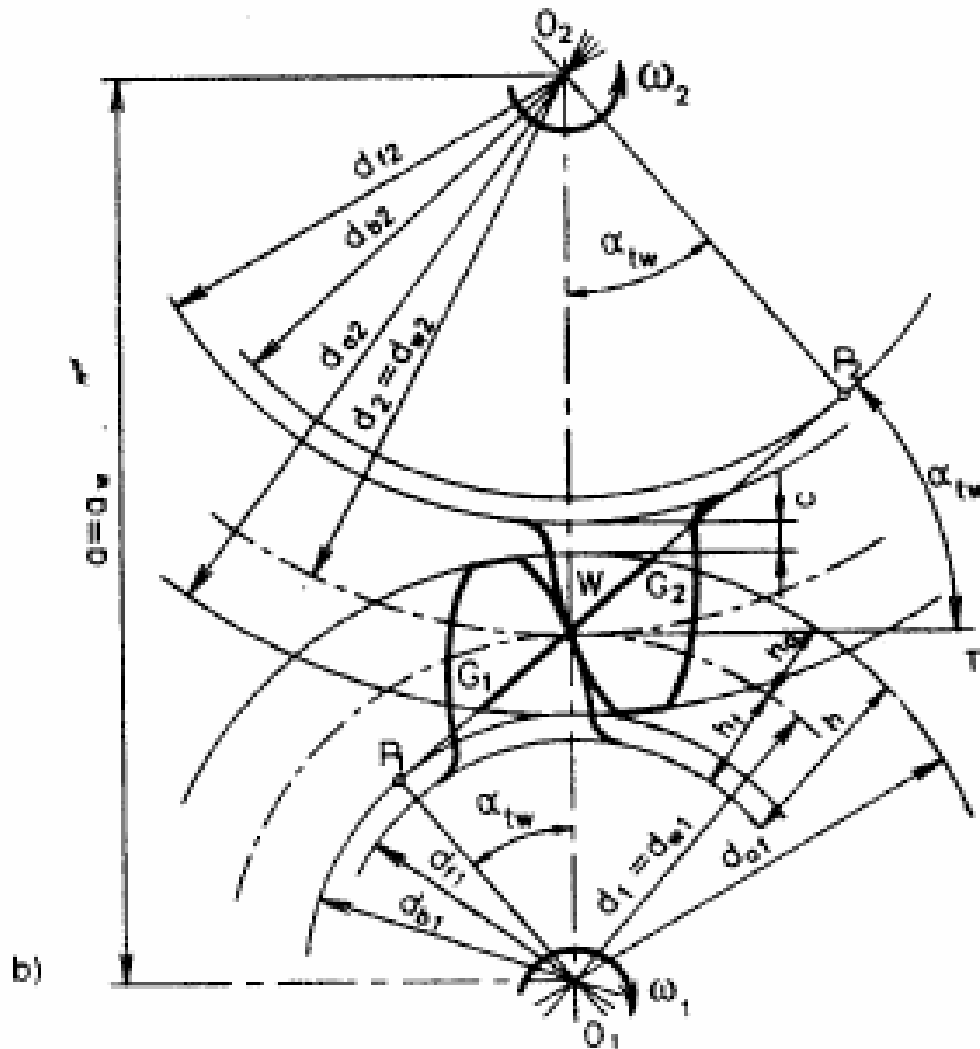
Hệ số vật liệu

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}}$$



## Bán kính cong tương đương

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha} = \frac{2}{d_{w1}} \times \frac{u \pm 1}{u \sin \alpha}$$



## Tải trọng phân bố

$$q_n = \frac{K_H F_n}{l_H}$$

Với

$$l_H = \frac{b_w}{Z_\varepsilon^2} \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

$$\Rightarrow q_n = \frac{K_H F_t}{l_H \cos \alpha} = \frac{2 K_H T_1 Z_\varepsilon^2}{b_w d_{w1} \cos \alpha}$$

Thay tất cả vào công thức Hetz

## Công thức kiểm tra bền

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2K_H T_1 (u \pm 1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H]$$

**Vật liệu thép – thép**  $Z_M = 275\sqrt{MPa}$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \times 20^\circ)}} = 1.76 \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.2}{3}} = 0.96$$

$d_{w1}$ : đường kính vòng chia (lăn) bánh răng 1

## Công thức thiết kế (Khoảng cách trục)

$$a_w = 50(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_1}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}}$$

**Với**  $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$  **tra bảng 6.15**

## 8.2 Tính theo ứng suất uốn

Tính ứng suất khi lực  $F_n$  ở đỉnh răng

$$F_t' = F_n \cos \alpha' = \frac{F_t \cos \alpha'}{\cos \alpha} \quad F_n' = F_n \sin \alpha' = \frac{F_t \sin \alpha'}{\cos \alpha}$$

Ứng suất danh nghĩa ở chân răng

$$\sigma = \sigma_u - \sigma_n$$

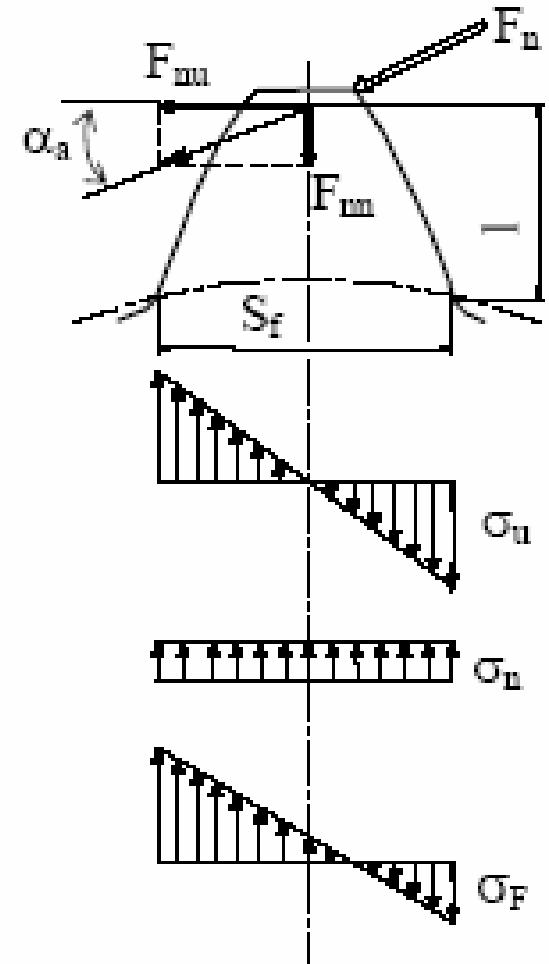
Ứng suất ở chân răng

$$\sigma = (\sigma_u - \sigma_n) K_\sigma$$

$K_\sigma$ : hệ số tập trung ứng suất ở chân răng

$$\sigma = \left( \frac{F_t' l}{W_u} - \frac{F_n'}{A} \right) K_\sigma = \left( \frac{6 F_t l \cos \alpha'}{b_w s^2 \cos \alpha} - \frac{F_t \sin \alpha'}{b_w s \cos \alpha} \right) K_\sigma$$

$$\sigma = \frac{K_F F_t}{m b_w} \left( \frac{6 m l \cos \alpha'}{s^2 \cos \alpha} - \frac{m \sin \alpha'}{s \cos \alpha} \right) K_\sigma = \frac{K_F Y_F F_t}{m b_w}$$



## Hệ số dạng răng

$$Y_F = \left( \frac{6ml \cos \alpha'}{s^2 \cos \alpha} - \frac{m \sin \alpha'}{s \cos \alpha} \right) \cdot K_\sigma$$

$Y_F$  phụ thuộc số răng  $Z$  và hệ số dịch chỉnh  $x$ , không phụ thuộc môđun  $m$

$$Y_F = 3.47 + \frac{13.2}{Z} - \frac{27.9x}{Z} + 0.092x^2$$

**Công thức kiểm tra bền**  $\sigma_F = \frac{K_F F_t Y_F}{b_w m} \leq [\sigma_F]$

**Công thức thiết kế (mô đun)**  $m \geq \sqrt[3]{\frac{2K_F T_1 Y_F}{Z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}}$

**Với**  $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$  **tra bảng 6.16**

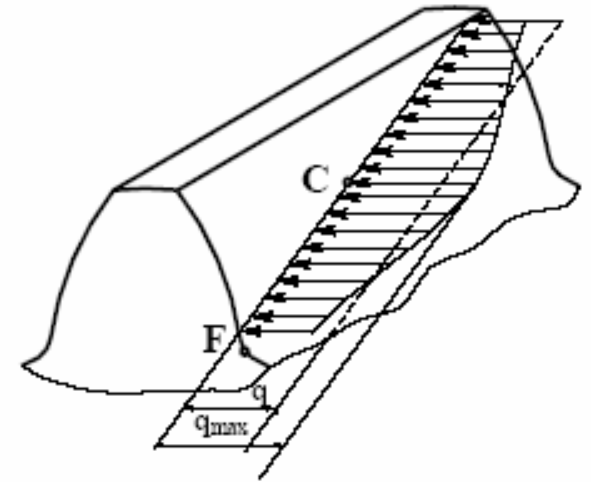
Thường chọn  $Z_1 = 17$  răng



## **9. Tính bền bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng**

### **9.1 Đặc điểm trong tính toán**

- Làm việc êm
- Cường độ tải trọng trên răng bé
- Đường tiếp xúc nằm nghiêng trên mặt răng
- Thay bánh răng nghiêng bằng bánh răng trụ răng thẳng tương đương



Đường kính bánh răng tương đương  $d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}$

Số răng bánh răng tương đương  $Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$

## 9.2 Tính theo ứng suất tiếp xúc

### Công thức thiết kế

$$a_w = 43(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_1}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}}$$

### Công thức kiểm tra bền

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2 K_H T_1 (u \pm 1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H]$$

**Với**  $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin(2 \times \alpha_{tw})}}$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad \varepsilon_\alpha = 1.6$$

### 9.3 Tính theo ứng suất uốn

Công thức thiết kế

$$m_n \geq 3 \sqrt{\frac{2K_F T_1 Y_F Y_\varepsilon Y_\beta}{Z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}}$$

Công thức kiểm tra bền

$$\sigma_F = \frac{K_F F_t Y_F Y_\varepsilon Y_\beta}{b_w m} \leq [\sigma_F]$$

Với 
$$Y_F = 3.47 + \frac{13.2}{Z_v} - \frac{27.9x}{Z_v} + 0.092x^2$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140}$$

## 10. Truyền động bánh răng nón

### 10.1 Thông số hình học

- Mô đun trên mặt mút lớn  $m_e$   
(tiêu chuẩn trang 195)
- Số răng  $Z$
- Đường kính vòng chia ngoài

$$d_e = m_e Z$$

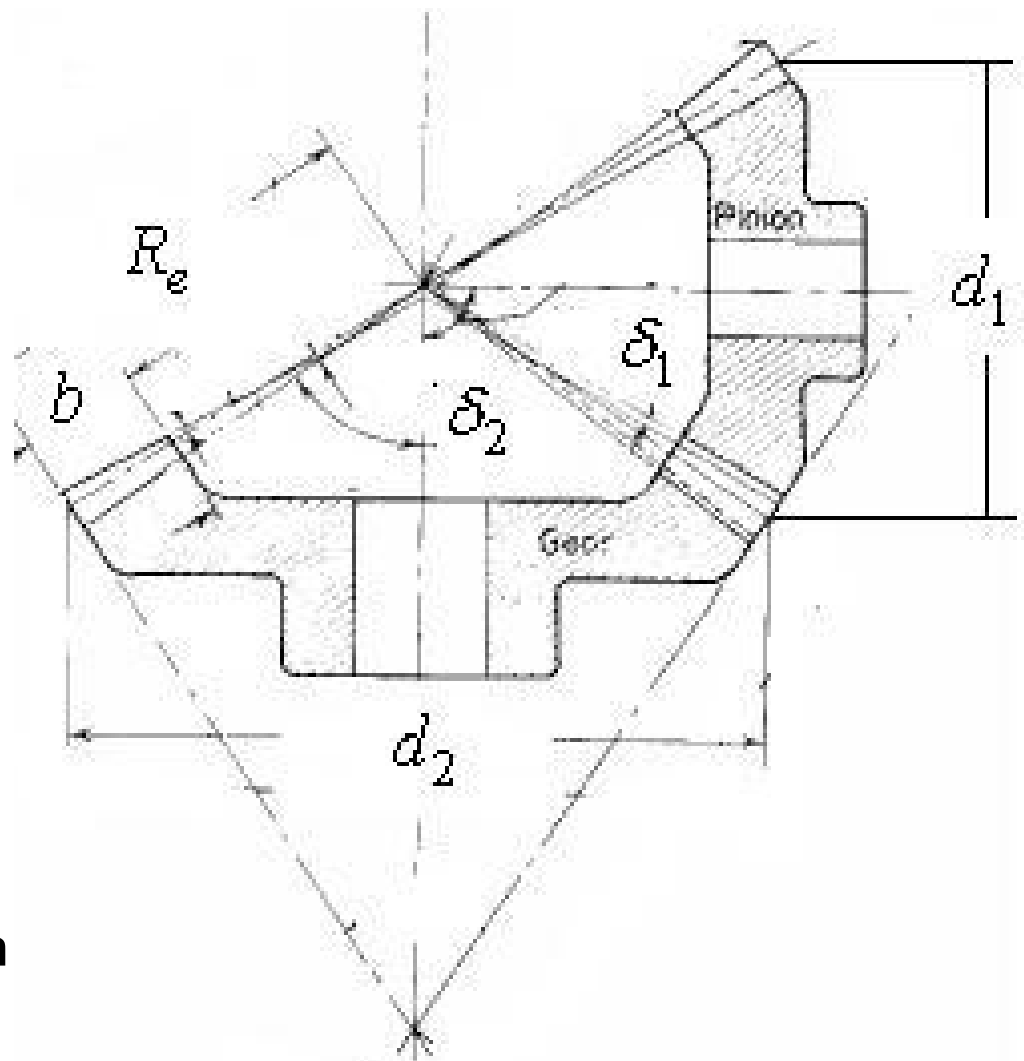
- Mô đun trung bình

$$m_m = m_e (1 - 0.5\psi_{be})$$

- Đường kính vòng chia trung bình

$$d_m = m_m Z$$

- Hệ số  $\psi_{be} = \frac{b}{R_e}$  thường chọn  $\psi_{be} = 0.25 \div 0.3$



- Bề rộng bánh răng  $b$
- Chiều dài đường sinh mặt nón chia

$$R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$$

- Góc đỉnh nón chia  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$

$$\delta_1 = \arctan\left(\frac{Z_1}{Z_2}\right) = \arctan\left(\frac{1}{u}\right) \quad \delta_2 = \arctan\left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) = \arctan(u)$$

## 10.2 Lực tác dụng và tải trọng tính

### 10.2.1 Lực tác dụng

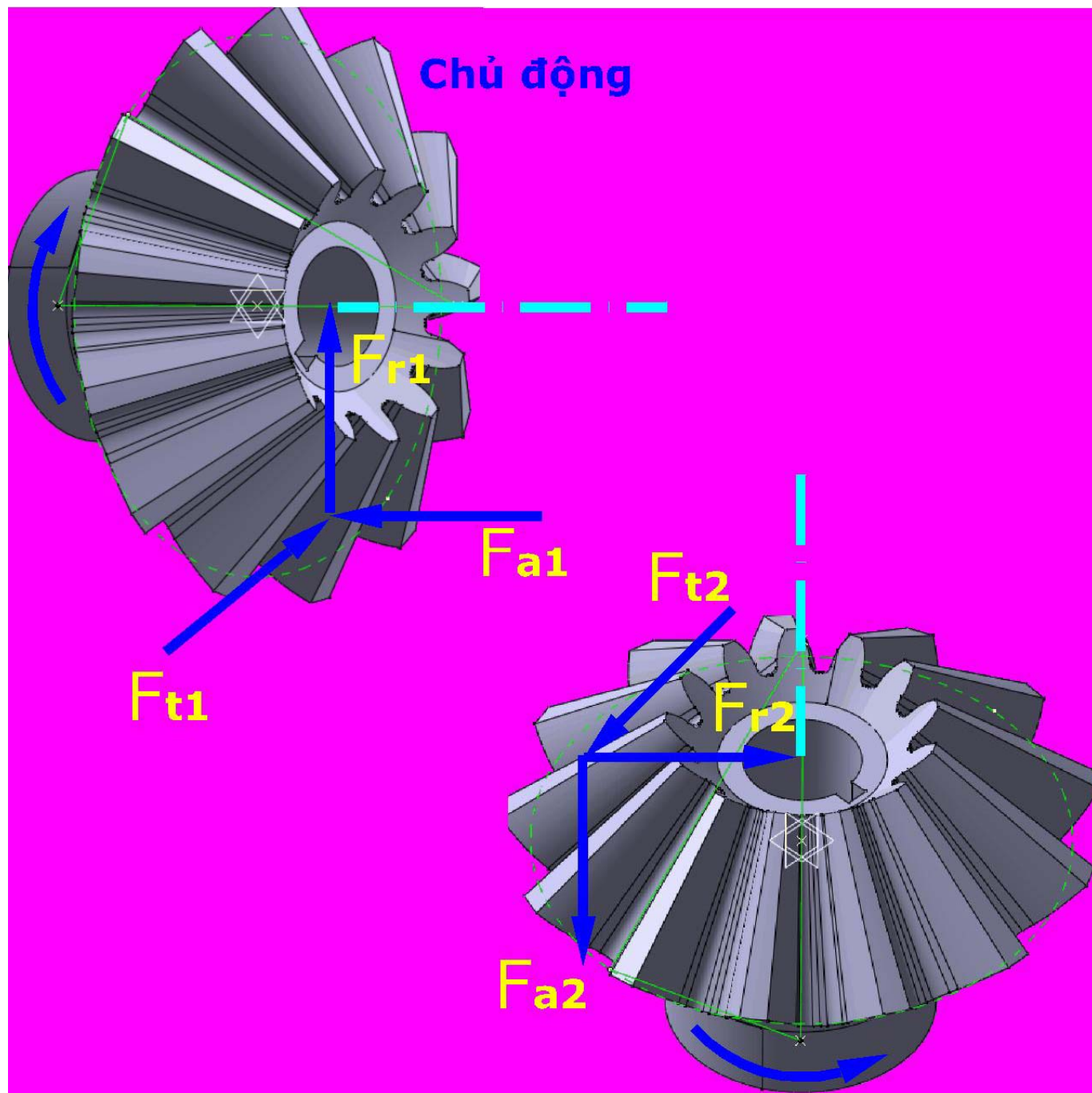
Lực ăn khớp  $F_n$  được phân tích thành 3 lực theo 3 phương vuông góc nhau.

Lực vòng  $F_t$  có phương vuông góc trục (không cắt trục)

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$$

Lực hướng tâm  $F_r$  có phương vuông góc trục

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \tan \alpha \cos \delta_1$$



$$F_{t1} = -F_{t2}$$

$$F_{a1} = -F_{r2}$$

$$F_{r1} = -F_{a2}$$

- **Lực dọc trục**

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \tan \alpha \sin \delta_1$$

**Chiều của các lực:**

- **Lực  $F_t$**  : trên bánh dẫn ngược chiều quay, trên bánh bị dẫn cùng chiều quay
- **Lực  $F_r$**  : luôn luôn hướng vào đường tâm trục bánh răng
- **Lực  $F_a$**  : luôn luôn hướng ngược với đỉnh nón

### **10.2.2 Tải trọng tính**

**Khi tính ứng suất tiếp xúc  $K=K_H= K_{H\beta} K_{HV}$**

**Khi tính ứng suất uốn  $K=K_F= K_{F\beta} K_{FV}$**

**Với  $K_{H\beta}$ ,  $K_{F\beta}$  : hệ số tập trung tải trọng (bảng 6.18 và công thức 6.105)**

**$K_{HV}$ ,  $K_{FV}$  : hệ số tải trọng động (bảng 6.17)**

## 10.3 Tính bền bộ truyền bánh răng nón răng thẳng

### 10.3.1 Đặc điểm tính toán

- Ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn không thay đổi dọc theo chiều dài răng
- Do điều kiện ăn khớp khó khăn nên đưa vào hệ số hiệu chỉnh 0.85
- Thay bánh răng nón răng thẳng bằng bánh răng trụ răng thẳng tương đương

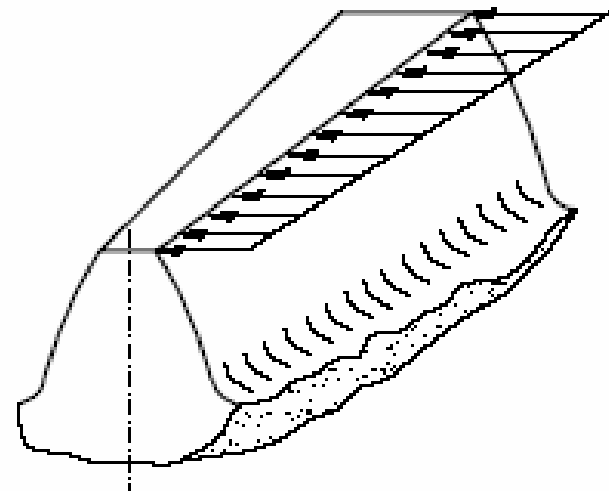
Đường kính bánh răng tương đương  $d_v = \frac{d_m}{\cos \delta}$

Số răng tương đương  $Z_v = \frac{Z}{\cos \delta}$

Tỉ số truyền tương đương  $u_v = u^2$

Mômen xoắn trên bánh răng tg đương

$$T_{1v} = \frac{T_1}{\cos \delta_1}$$





### 10.3.2 Tính theo ứng suất tiếp xúc

**Công thức thiết kế** - Chiều dài đường sinh mặt nón chia (6.116b)

$$R_e = 47.5\sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta}T_1}{0.85(1-\psi_{be})^2\psi_{be}u[\sigma_H]^2}}$$

**Công thức kiểm tra** (6.114)

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2K_H T_1 \sqrt{u^2 + 1}}{0.85 b d_{m1}^2 u}} \leq [\sigma_H]$$

### 10.3.3 Tính theo ứng suất uốn

**Công thức thiết kế - Môđun trên mặt mút lớn (6.119c)**

$$m_e \geq 3 \sqrt{\frac{2K_F T_1 Y_{F1}}{0.85 \psi_{bd} Z_1 [\sigma_F] (1 - 0.5 \psi_{be})^2}}$$

**Với**  $\psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}}$

**Công thức kiểm tra (6.118 )**

$$\sigma_F = \frac{K_F F_1 Y_{F1}}{0.85 b m_m} \leq [\sigma_F]$$

## **11. Trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng (thiết kế theo tiếp xúc)**

### **11.1 Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ**

**Thông số ban đầu: công suất  $P_1$ , số vòng quay trục dẫn  $n_1$ , tỉ số truyền  $u$ , điều kiện làm việc.**

- 1. Chọn vật liệu, phương pháp nhiệt luyện**
- 2. Xác định ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép**
- 3. Chọn hệ số  $\psi_{ba}$  Chọn sơ bộ hệ số  $K_H$**
- 4. Tính khoảng cách trục  $a_w$  (làm tròn theo tiêu chuẩn nếu thiết kế hộp giảm tốc tiêu chuẩn)**
- 5. Chọn môđun  $m_n = (0.01 \div 0.02)a_w$**
- 6. Xác định số răng. Tính chính xác  $u$**
- 7. Tính vận tốc vòng  $v$ . Chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng**
- 8. Xác định lại hệ số  $K_H$  . Nếu sai lệch quá 5% so với giá trị sơ bộ thì trở lại bước 4**

**9. Kiểm tra theo độ bền uốn**

**10. Kiểm tra quá tải**

**11. Xác định chính xác các thông số hình học của bộ truyền**

**12. Tính lực tác động lên trục**

### **11.2 Thiết kế bộ truyền bánh răng nón**

**1. Chọn vật liệu, phương pháp nhiệt luyện**

**2. Xác định ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép**

**3. Chọn hệ số  $\psi_{be}$  Chọn sơ bộ hệ số  $K_H$**

**4. Xác định chiều dài côn ngoài**

**5. Chọn  $Z_{1p}$ . Xác định  $m_e$ . Tính chính xác tỉ số truyền**

**6. Xác định môđun trung bình. Tính vận tốc vòng. Chọn cấp chính xác.**

**7. Xác định lại hệ số  $K_H$  . Nếu sai lệch quá 5% so với giá trị sơ bộ thì trở lại bước 4**

**8. Kiểm tra theo độ bền uốn**

**10. Kiểm tra quá tải**

**11. Xác định chính xác các thông số hình học của bộ truyền**

**12. Tính lực tác động lên trục**

**HẾT CHƯƠNG 12**